

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number : 2002-281607

(43) Date of publication of application : 27.09.2002

(51) Int.CI.

B60L 11/14

B60K 6/02

B60K 17/04

B60L 15/20

(21) Application number : 2001-081496

(71) Applicant : SUZUKI MOTOR CORP

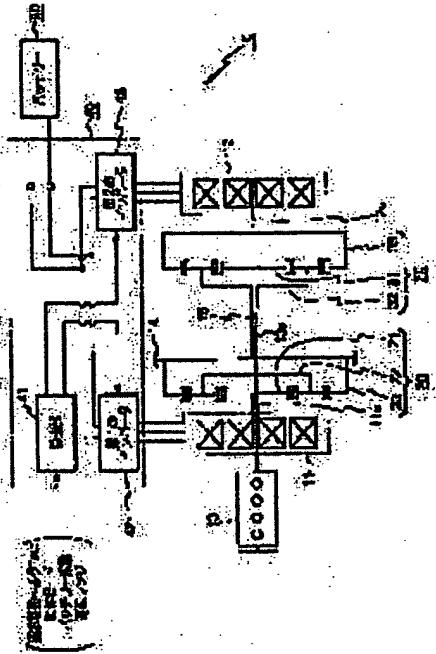
(22) Date of filing : 21.03.2001

(72) Inventor : ITO YOSHITERU

(54) POWER INPUT/OUTPUT DEVICE**(57) Abstract:**

PROBLEM TO BE SOLVED: To attain reduction in mechanical loss, power saving, and miniaturization.

SOLUTION: This power input/output device comprises a first and a second motors 11, 12 as a motor generator, respectively, a drive source 13 for outputting torque, and a first and second planetary gear mechanisms 20, 30. Any two rotating elements of the first planetary gear mechanism 20 are coupled individually and directly to any two rotating elements of the second planetary gear mechanism 30. The jointed four rotating elements are jointed directly to the first motor 11, the second motor 12, and the driving source separately respectively, and one remaining rotating element is made to serve as a drive output part 14.

**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the
examiner's decision of rejection or application
converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of
rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision
of rejection]

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-281607

(P2002-281607A)

(43)公開日 平成14年9月27日 (2002.9.27)

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	マーク(参考)
B 60 L 11/14		B 60 L 11/14	3 D 0 3 9
B 60 K 6/02	ZHV	B 60 K 17/04	ZHV G 5 H 1 1 5
17/04	ZHV	B 60 L 15/20	K
B 60 L 15/20		B 60 K 9/00	ZHVE

審査請求 未請求 請求項の数11 OL (全 20 頁)

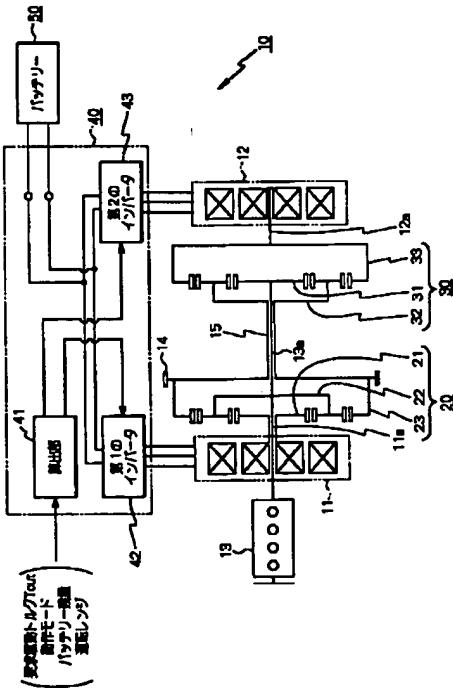
(21)出願番号	特願2001-81496(P2001-81496)	(71)出願人	000002082 スズキ株式会社 静岡県浜松市高塚町300番地
(22)出願日	平成13年3月21日 (2001.3.21)	(72)発明者	伊藤 芳輝 静岡県浜松市高塚町300番地 スズキ株式会社内
		(74)代理人	100079164 弁理士 高橋 勇 Fターム(参考) 3D039 AA01 AA03 AB27 AC06 AC21 AD11 AD53
			5H115 PA12 PC06 PG04 PI12 PI16 PI21 PU27 PV09 QE01 QE02 QE03 QE12 QE13 SE04 SE08

(54)【発明の名称】 動力入出力装置

(57)【要約】

【課題】 機械的損失の低減、省電力化及び小型化を課題とする。

【解決手段】 いずれもモータジェネレータである第一及び第二のモータ11, 12と、トルクを出力する駆動源13と、第一及び第二の遊星歯車機構20, 30とを備え、第一の遊星歯車機構20のいずれか二つの回転要素を第二の遊星歯車機構30のいずれか二つの回転要素と個別に直接連結し、これら連結されて四つとなった回転要素をそれぞれ別々に第一のモータ11、第二のモータ12、駆動源のいずれかに直接接続し、残る一つの回転要素を駆動出力部14とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 いずれもモータジェネレータである第一及び第二のモータと、トルクを出力する駆動源と、第一及び第二の遊星歯車機構とを備え、前記第一の遊星歯車機構のサンギア、プラネットリーキャリア、リングギアの内のいずれか二つの回転要素を前記第二の遊星歯車機構のサンギア、プラネットリーキャリア、リングギアの内のいずれか二つの回転要素と個別に直接連結し、これら連結されて一体を成す二組の回転要素と残る未連結の二つの前記各回転要素とからなる四つの回転要素の内のいずれか三つをそれぞれ別々に第一のモータの出力軸、第二のモータの出力軸、駆動源の出力軸のいずれかに直接接続し、残る一つの回転要素を駆動出力部とすることを特徴とする動力入出力装置。

【請求項2】 前記四つの回転要素について各々の回転角速度を示す四つの回転角速度軸が並んで表記される共線図において両端に位置する二つの回転角速度軸にそれぞれ対応する二つの前記回転要素に第一のモータと第二のモータとをそれぞれ接続したことを特徴とする請求項1記載の動力入出力装置。

【請求項3】 前記第一の遊星歯車機構のプラネットリーキャリアと前記第二の遊星歯車機構のサンギアとを連結してなる回転要素を前記駆動源の出力軸と接続し、前記第一の遊星歯車機構のリングギアと前記第二の遊星歯車機構のプラネットリーキャリアとを連結してなる回転要素を前記駆動出力部とし、

前記第一の遊星歯車機構のサンギアを前記第一のモータの出力軸と接続し、前記第二の遊星歯車機構のリングギアを前記第二のモータの出力軸と接続したことを特徴とする請求項2記載の動力入出力装置。

【請求項4】 前記第一の遊星歯車機構のプラネットリーキャリアを前記駆動源の出力軸と接続し、前記第一の遊星歯車機構のリングギアと前記第二の遊星歯車機構のプラネットリーキャリアとを連結してなる回転要素を前記駆動出力部とし、前記第一の遊星歯車機構のサンギアと前記第二の遊星歯車機構のサンギアとを連結してなる回転要素を前記第一のモータの出力軸に接続し、

前記第二の遊星歯車機構のリングギアを前記第二のモータの出力軸と接続したことを特徴とする請求項2記載の動力入出力装置。

【請求項5】 前記第一の遊星歯車機構のプラネットリーキャリアと前記第二の遊星歯車機構のプラネットリーキャリアとを連結してなる回転要素を前記駆動源の出力軸と接続し、

前記第一の遊星歯車機構のリングギアを前記駆動出力部とし、前記第一の遊星歯車機構のサンギアと前記第二の遊星歯

車機構のサンギアとを連結してなる回転要素を前記第一のモータの出力軸に接続し、前記第二の遊星歯車機構のリングギアを前記第二のモータの出力軸と接続したことを特徴とする請求項2記載の動力入出力装置。

【請求項6】 前記第一の遊星歯車機構のプラネットリーキャリアと前記第二の遊星歯車機構のサンギアとを連結してなる回転要素を前記駆動源の出力軸と接続し、前記第二の遊星歯車機構のプラネットリーキャリアを前記駆動出力部とし、前記第一の遊星歯車機構のサンギアを前記第一のモータの出力軸と接続し、前記第一の遊星歯車機構のリングギアと前記第二の遊星歯車機構のリングギアとを連結してなる回転要素を前記第二のモータの出力軸に接続したことを特徴とする請求項2記載の動力入出力装置。

【請求項7】 前記第一の遊星歯車機構のプラネットリーキャリアを前記駆動源の出力軸と接続し、前記第二の遊星歯車機構のプラネットリーキャリアを前記駆動出力部とし、前記第一の遊星歯車機構のサンギアと前記第二の遊星歯車機構のサンギアとを連結してなる回転要素を前記第一のモータの出力軸と接続し、前記第一の遊星歯車機構のリングギアと前記第二の遊星歯車機構のリングギアとを連結してなる回転要素を前記第二のモータの出力軸に接続したことを特徴とする請求項2記載の動力入出力装置。

【請求項8】 前記第一の遊星歯車機構のサンギアを前記駆動源の出力軸と接続し、前記第一の遊星歯車機構のプラネットリーキャリアと前記第二の遊星歯車機構のプラネットリーキャリアとを連結してなる回転要素を前記駆動出力部とし、前記第二の遊星歯車機構のサンギアを前記第一のモータの出力軸と接続し、前記第一の遊星歯車機構のリングギアと前記第二の遊星歯車機構のリングギアとを連結してなる回転要素を前記第二のモータの出力軸に接続したことを特徴とする請求項2記載の動力入出力装置。

【請求項9】 前記駆動源を一方向のみに回転可能とする規制手段を備えることを特徴とする請求項1、2、3、4、5、6、7又は8記載の動力入出力装置。

【請求項10】 前記規制手段は、前記駆動源と連結される前記一回転要素を一方向のみに回転可能とする向きに設置された一方向クラッチであることを特徴とする請求項9記載の動力入出力装置。

【請求項11】 駆動源の回転を規制する規制手段として、前記各モータの出力トルク値を制御する動作制御手段を備え、この動作制御手段は、前記駆動出力部に要求されている駆動トルク値及び前記各遊星歯車機構のサンギアとリン

ギアのギア比から前記駆動源が接続された回転要素におけるトルク値を0とする前記各モータのトルク値を算出する算出部と、前記各モータのトルク出力を前記算出部で算出された各トルク値に設定するモータ制御部とを有することを特徴とする請求項1, 2, 3, 4, 5, 6, 7又は8記載の動力入出力装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、動力入出力装置に係り、特に、複数の動力源を備えそれらの動力を合成して駆動軸に入出力する動力入出力装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、電動機と内燃機関を備えたハイブリッド車の方式としてはシリーズ方式やパラレル方式の他に、特許第3050125号公報、特許第3050138号公報、特許第3050141号公報、特許第3097572号公報等に開示されているものがある。これらの公報に開示される動力入出力装置は、1つのプラネットリギアと2つの電動機を用いて内燃機関の動力を発電機と駆動軸とに分割し、発電機で発電した電力を用いて電動機を駆動し、駆動軸に設けた駆動輪を駆動することで内燃機関の動力をトルク変換している。

【0003】この従来技術では内燃機関の動作点を停止を含めた任意の点に設定できるため燃費を向上することができる。しかしシリーズ方式ほどではないが、十分な駆動軸トルクを得るためにには比較的大きなトルクを有する電動機が必要となるという欠点がある。さらに、これらの従来例ではLOWギア比域で発電機と電動機との間での電力の受け渡し量が増加するため電気的損失が大きくなるという不都合もあり、未だ改善の余地がある。

【0004】この点を解決する方法としては特開平11-301291号公報に開示されるものがある。この従来の動力入出力装置は、内燃機関の動力を複数のプラネットリギアへ分配し各々のプラネットリギアに電動機を接続し、これら複数のプラネットリギアの出力を合成して駆動軸に出力する方法を探り、LOWギア比域での電力の受け渡し量が減少し電気的損失が小さくなり、その結果効率を向上させることが出来る。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来例にあっては、内燃機関の動力を歯車により各プラネットリギアの入力軸へ分配し、さらには、各プラネットリギアの出力を歯車により合成しているため、機械損失が増加しその分の効率低下を招くという不都合があった。また、歯車によりプラネットリギアへの動力分配及び合成を行うため、重量及び形状が大きくなり広い設置スペースを要するため車両搭載性上不利となる恐れがあるという不都合もあった。

【0006】

【発明の目的】本発明は、かかる従来例の有する不都合

を改善し、特に、機械的損失の低減、省電力化及び小型化を図ることを、その目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】上記した目的を達成するために、請求項1記載の発明は、いずれもモータジェネレータである第一及び第二のモータと、トルクを出力する駆動源と、第一及び第二の遊星歯車機構とを備え、第一の遊星歯車機構のサンギア、プラネットリーキャリア、リングギアの内のいずれか二つの回転要素を第二の遊星歯車機構のサンギア、プラネットリーキャリア、リングギアの内のいずれか二つの回転要素と個別に直接連結し、これら連結されて一体を成す二組の回転要素と残る未連結の二つの各回転要素とからなる四つの回転要素の内のいずれか三つをそれぞれ別々に第一のモータの出力軸、第二のモータの出力軸、駆動源の出力軸のいずれかに直接接続し、残る一つの回転要素を駆動出力部とする、という構成を採っている。

【0008】ここで、上記構成における駆動源とは、例えば内燃機関や外燃機関等のように自らがトルクを発生する機関の他に二輪車におけるペダルのような人力を入力することで下流側にトルクを出力する機構も含むものとする。

【0009】また、上記構成において、「直接連結」、「直接接続」とは、伝達歯車や変速歯車等の介在せしめる構成なしに連結又は接続することで同じ回転速度で同時に回転させることを意味するものとする。

【0010】一般に遊星歯車機構は、サンギア、プラネットリーキャリア、リングギアの各回転要素の回転速度比を共線図(図3~13参照)で表すことが可能である。この共線図では、サンギア、プラネットリーキャリア、リングギアに個別に対応する回転速度軸がその順番で併記されると共に各回転速度軸の間隔比が1:サンギアの歯数/リングギアの歯数で描かれる。そして、遊星歯車機構はその各回転要素の回転数が各回転速度軸に交差する一直線で結ばれる関係となる。

【0011】上記発明の構成にあっては、第一及び第二の遊星歯車機構の各々が有する三つの回転要素の内の二つずつを選出して各遊星歯車機構間でこれらを個別に連結することで、実質上四つの回転要素を構成している。そして、各遊星歯車機構間で互いに二つの構成要素が連結されているので、上記四つの回転要素については、各々に対応する四本の回転速度軸を備えた共線図で表すことができ、各回転速度も各回転速度軸に交差する一直線で結ばれる関係となる。

【0012】本発明では、四つの内の三つの回転要素にそれぞれ第一のモータ、第二のモータ、駆動源を接続し、残る一つの回転要素をトルク出力を行う駆動出力部としているので、各回転要素の回転速度の上述の関係を利用して各モータの回転速度を制御することで駆動源と駆動出力部との間の変速比(いわゆるギア比)を可変調

節する無段変速機としての機能を持たせている。また、各回転要素間ではトルク伝達が行われるので、駆動源からの出力トルク又は駆動出力から入力された入力トルクを各モータに伝えて発電させたり、各モータからの出力トルクを駆動出力部に伝えて駆動源のパワーアシストが行われる。

【0013】請求項2記載の発明では、請求項1記載の発明と同様の構成を備えると共に、四つの回転要素について各々の回転角速度を示す四つの回転角速度軸が並んで表記される共線図において両端に位置する二つの回転角速度軸にそれぞれ対応する二つの回転要素に第一のモータと第二のモータとをそれぞれ接続する、という構成を探っている。

【0014】共線図において四本の回転速度軸の両端に位置する二本の回転速度軸が前述した四つの回転要素のいずれに対応するかは、各遊星歯車機構の各回転要素のいずれを連結するか、また各遊星歯車機構のリングギアとサンギアの歯数比により決定される。

【0015】そして、両端に位置する二本の回転速度軸に対応する回転要素の各々に第一のモータと第二のモータとをそれぞれ接続すると、一方の電動機の回転速度を0近傍にした場合にいわゆるLOWギア比（駆動源と駆動出力部との間の変速比であって駆動出力部の回転速度が小さくなる状態）を1以上とることができ、他方の電動機の回転速度を0近傍にした場合にいわゆるHIGHギア比（駆動源と駆動出力部との間の変速比であって駆動出力部の回転速度が大きくなる状態）を1以下とすることができます。これらのとき、いずれか一方のモータの回転速度が0に近いのでその電力消費を低減することができる。

【0016】以下、請求項3乃至8記載の発明は、第一の遊星歯車機構と第二の遊星歯車機構との間での回転要素の連結並びに四つの回転要素と各モータ、駆動源等の接続について、具体的な組み合わせを示している。

【0017】即ち、請求項3記載の発明では、第一の遊星歯車機構のプラネタリーキャリアと第二の遊星歯車機構のサンギアとを連結してなる回転要素を駆動源の出力軸と接続し、第一の遊星歯車機構のリングギアと第二の遊星歯車機構のプラネタリーキャリアとを連結してなる回転要素を駆動出力部とし、第一の遊星歯車機構のサンギアを第一のモータの出力軸と接続し、第二の遊星歯車機構のリングギアを第二のモータの出力軸と接続している。

【0018】請求項4記載の発明では、第一の遊星歯車機構のプラネタリーキャリアを駆動源の出力軸と接続し、第一の遊星歯車機構のリングギアと第二の遊星歯車機構のプラネタリーキャリアとを連結してなる回転要素を駆動出力部とし、第一の遊星歯車機構のサンギアと第二の遊星歯車機構のサンギアとを連結してなる回転要素を第一のモータの出力軸に接続し、第二の遊星歯車機構

のリングギアを第二のモータの出力軸と接続している。

【0019】請求項5記載の発明では、第一の遊星歯車機構のプラネタリーキャリアと第二の遊星歯車機構のプラネタリーキャリアとを連結してなる回転要素を駆動源の出力軸と接続し、第一の遊星歯車機構のリングギアを駆動出力部とし、第一の遊星歯車機構のサンギアと第二の遊星歯車機構のサンギアとを連結してなる回転要素を第一のモータの出力軸に接続し、第二の遊星歯車機構のリングギアを第二のモータの出力軸と接続している。

【0020】請求項6記載の発明では、第一の遊星歯車機構のプラネタリーキャリアと第二の遊星歯車機構のサンギアとを連結してなる回転要素を駆動源の出力軸と接続し、第二の遊星歯車機構のプラネタリーキャリアを駆動出力部とし、第一の遊星歯車機構のサンギアを第一のモータの出力軸と接続し、第一の遊星歯車機構のリングギアと第二の遊星歯車機構のリングギアとを連結してなる回転要素を第二のモータの出力軸に接続している。

【0021】請求項7記載の発明では、第一の遊星歯車機構のプラネタリーキャリアを駆動源の出力軸と接続し、第二の遊星歯車機構のプラネタリーキャリアを駆動出力部とし、第一の遊星歯車機構のサンギアと第二の遊星歯車機構のサンギアとを連結してなる回転要素を第一のモータの出力軸と接続し、第一の遊星歯車機構のリングギアと第二の遊星歯車機構のリングギアとを連結してなる回転要素を第二のモータの出力軸に接続している。

【0022】請求項8記載の発明では、第一の遊星歯車機構のサンギアを駆動源の出力軸と接続し、第一の遊星歯車機構のプラネタリーキャリアと第二の遊星歯車機構のプラネタリーキャリアとを連結してなる回転要素を駆動出力部とし、第二の遊星歯車機構のサンギアを第一のモータの出力軸と接続し、第一の遊星歯車機構のリングギアと第二の遊星歯車機構のリングギアとを連結してなる回転要素を第二のモータの出力軸に接続している。

【0023】次に、請求項9記載の発明では、請求項1乃至8記載の発明と同様の構成を備えると共に、駆動源を一方向のみに回転可能とする規制手段を備える、という構成を探っている。これにより、駆動源は一定方向の回転のみを行う。また、請求項10記載の如く、規制手段を、駆動源と連結される一回転要素を一方向のみに回転可能とする向きに設置された一方向クラッチとしても良い。

【0024】さらに、請求項11記載の如く、規制手段として、各モータの出力トルク値を制御する動作制御手段を備え、この動作制御手段が、駆動出力部に要求されている駆動トルク値及び各遊星歯車機構のサンギアとリングギアのギア比から駆動源が接続された回転要素におけるトルク値を0とする各モータのトルク値を算出する算出部と、各モータのトルク出力を算出部で算出された各トルク値に設定するモータ制御部とを有する構成としても良い。かかる構成の場合、駆動出力部から出力され

るトルクに対して各モータの出力トルクをバランス良く設定することで駆動源と接続される回転要素のトルク値を0とする。従って、正逆回転方向のいずれについても回転を生じない。

【0025】本発明は、上述した各構成によって前述した目的を達成しようとするものである。

【0026】

【発明の実施の形態】（第1の実施形態）

【全体概要】本発明の第1の実施形態を図1乃至図17に基づいて説明する。図1は本発明の第1の実施形態である動力入出力装置10をハイブリッド車に適用する場合の概略構成図である。この動力入出力装置10は、いずれもモータジェネレータである第一及び第二のモータ11, 12と、トルクを出力する駆動源としてのエンジン13、第一及び第二の遊星歯車機構20, 30と、各モータ11, 12の動作制御手段40とを備えている。

【0027】【各構成の接続状態】上記各遊星歯車機構20, 30は、サンギア21, 31と二つのプラネットリーギアを支持するプラネットリーキャリア22, 32とリングギア23, 33とを回転要素として備えている。そして、第一の遊星歯車機構20のプラネットリーキャリア22と第二の遊星歯車機構30のサンギア31とを連結してなる回転要素をエンジン13の出力軸13aと接続し、第一の遊星歯車機構20のリングギア23と第二の遊星歯車機構30のプラネットリーキャリア32とを連結してなる回転要素に駆動出力部14を設け、第一の遊星歯車機構20のサンギア21を第一のモータ11の出力軸11aと接続し、第二の遊星歯車機構30のリングギア33を第二のモータ12の出力軸12aと接続している。

【0028】各遊星歯車機構20, 30の回転要素はいずれもその回転中心線が同一軸上に位置している。そして、エンジン13と第一の遊星歯車機構20との間に第一のモータ11を配置しているので、当該第一のモータ11の出力軸11aを中空としてエンジン13の出力軸13aをその内部に通している。また、第一の遊星歯車機構20のリングギア23と第二の遊星歯車機構30のプラネットリーキャリア32とは連結軸15を介して連結されている。この連結軸15もまた中空となっており、その内部を通ってエンジン13の出力軸13aが第二の遊星歯車機構30のサンギア31間で延設されている。

【0029】また、上述の駆動出力部14は、第一の遊星歯車機構20のリングギア23の外周に形成された歯車から構成されている。かかる駆動出力部14から動力入出力装置10の外部にあるハイブリッド車の駆動輪（図示略）にトルク出力をている。

【0030】第一の遊星歯車機構20と第二の遊星歯車機構30との間における各回転要素の連結は変速歯車や伝達歯車を介在させることなく行われており、また、各回転要素と第一のモータ11, 第二のモータ12, エン

ジン13との接続も同様である。このため、エンジン13, 第一のモータ11, 第一の遊星歯車機構20, 第二の遊星歯車機構30及び第二のモータ12を同一軸上に並べて配設することができ、動力入出力装置10の小型化が図られている。

【0031】【動作制御手段】動作制御手段40は、ハイブリッド車の制御部から出力される後述する各運転のレンジ情報、エンジン13の現在の出力トルク値、駆動出力部14に要求されている駆動トルク値の入力を受けてこれら及び各遊星歯車機構20, 30のサンギア21, 31とリングギア23, 33のギア比A1, A2から各モータ11, 12のトルク値を算出する算出部41と、第一のモータ11のトルク出力を算出部41で算出されたトルク値に設定するモータ制御部としての第一のインバータ42と、第二のモータ12のトルク出力を算出部42で算出されたトルク値に設定するモータ制御部としての第二のインバータ43とを備えている。各インバータ42, 43の電源端子はバッテリー50に接続されている。このバッテリー50は、各モータ11, 12の他にハイブリッド車のエアコン等の補機の電力を供給するバッテリーであり、各モータ11, 12の回生時には蓄電も行う。

【0032】【第一の実施形態の動作】次に、ハイブリッド車の各動作状態における動力入出力装置10の動作を図1乃至図13に基づいて説明する。図2はハイブリッド車の各動作モードにおけるエンジン13, 車両の挙動及び運転のレンジの関係を示す図表である。なお、ここでいう運転のレンジとは、通常の自動車と同様にP(パーキング), N(ニュートラル), D(前進走行), R(後進走行)のように複数種あり、運転者が選択的に入力設定するものである。

【0033】また、動作モードはハイブリッド車側の制御回路に記憶されており、各動作モードにおけるエンジン13の挙動はかかる制御回路により制御される。動作モードは、停止状態、モータによる前進、モータによる後進、エンジン運転時の発進、LOWギア比状態、中間ギア比状態、HIGHギア比状態、エンジン運転時の車両後進の各動作に分かれており、図4乃至図13は各動作モードにおける動力入出力装置10の共線図を示している。

【0034】以下に、これら各動作モードにおける動力入出力装置10の動作説明を行う。動作説明の前提として、ここで第一の遊星歯車機構20のギア比A1及び第二の遊星歯車機構30のギア比A2は下記のように定義する。

$$A_1 = ZS_1 / ZR_1$$

$$A_2 = ZS_2 / ZR_2$$

ZS₁ : 第一の遊星歯車機構のサンギア歯数

ZR₁ : 第一の遊星歯車機構のリングギア歯数

ZS₂ : 第二の遊星歯車機構のサンギア歯数

ZR₂ : 第二の遊星歯車機構のリングギア歯数

【0036】ここで、図3により、互いの二つの回転要素が連結された第一の遊星歯車機構20と第二の遊星歯車機構30の合成した共線図を表すための手法を説明する。まず、一般に単一の遊星歯車機構にあっては共線図において左から順番にサンギア、プラネットリーキャリア、リングギアの各回転速度軸が並列して描かれ、当該各回転速度軸の配設間隔比は [ZR : ZS] となる (Z : サンギア歯数, ZR : リングギア歯数)。

【0037】従って、第一の遊星歯車機構20の各回転要素の回転速度を共線図で表すと、サンギア、プラネットリーキャリア、リングギアの各回転速度軸の間隔比は [ZR₁ : ZS₁] となりこれをA₁で表すと [1/A₁ : 1] となる。また、第二の遊星歯車機構30についても同様に [ZR₂ : ZS₂] となりA₂で表すと [1 : A₂] となる。

【0038】そして、第一の遊星歯車機構20のプラネットリーキャリア22と第二の遊星歯車機構30のサンギア31とが連結され、第一の遊星歯車機構20のリングギア23と第二の遊星歯車機構30のプラネットリーキャリア32とが連結されているので、互いに連結される回転要素に対応する回転速度軸を重ね合わせると、第一の遊星歯車機構20の共線図と第二の遊星歯車機構30の共線図とを、四つの回転要素に対応する四本の回転速度軸が描かれた共線図に合成することができる。さらに、合成された共線図の四本の回転速度軸の間隔比は、重ね合わされた二本の回転速度軸の間隔を1とすると、 [1/A₁ : 1 : A₂] となる。

【0039】なお、上記合成により表された共線図によれば、第一の遊星歯車機構20のサンギア21に対応する回転速度軸と第二の遊星歯車機構30のリングギア33に対応する回転速度軸とが四本の回転速度軸の内の両端に位置することとなる。そして、第一の遊星歯車機構20のサンギア21には第一のモータ11が接続され、第二の遊星歯車機構30のリングギア33には第二のモータ12が接続されている。従って、動力入出力装置10では、各モータ11, 12に対応する各回転速度軸が共線図において両端に位置するという特徴を備えていることが分かる。かかる特徴による特有の効果については後述することとする。

【0040】さらに、図4乃至13において、左から一番目の回転速度軸は第一のモータ11に対応し (MG1と記す)、二番目の回転速度軸はエンジン13に対応し

$$T_{mg1} = - (A_2 / (1 + (1/A_1) + A_2)) Tout \quad \dots(1)$$

$$T_{mg2} = - ((1 + (1/A_1)) / (1 + (1/A_1) + A_2)) Tout \quad \dots(2)$$

【0046】従って要求される駆動トルクToutから式(1), (2)に従いトルクT_{mg1}及びT_{mg2}を算出して第一のモータ11及び第二のモータ12を制御すればよい。なお、要求される駆動トルクToutは、ハイブリッド車の制御回路がアクセル開度及び車速の各検出手段の出力

(E/Gと記す)、三番目の回転速度軸は駆動出力部14に対応し (OUTと記す)、最後の回転速度軸は第二のモータ12に対応している (MG2と記す)。また、各図において、第一のモータ11の出力軸11aにおけるトルクをT_{mg1}、第二のモータ12の出力軸12aにおけるトルクをT_{mg2}、エンジン13の出力軸13aにおけるトルクをTe、駆動出力部14におけるトルクをToutとする。

【0041】そして、各共線図において、回転速度はエンジン13の回転方向を正方向とし、四つの各回転要素に入出力されるトルクはエンジン13のトルクTeと同じ向きのトルクが入力される方向を正として定義する。従って、駆動出力部14におけるトルクToutが正の場合は車両を後方へ駆動しようとするトルクが出力されている状態 (前進時であれば減速、後進時であれば駆動) であり、トルクToutが負の場合は車両を前方へ駆動しようとするトルクが出力されている状態 (前進時であれば駆動、後進時であれば減速) である。

【0042】また、以下の説明において、モータによる発電や力行を行う場合、インバータやモータでの発熱による損失が発生するため電気エネルギーと機械的エネルギーとの間で変換を行う場合の効率は100%ではないが、説明を簡単にするために損失は無いと仮定して説明する。現実として損失を考慮する場合には、損失により失われるエネルギーの分だけ余分に発電するように制御すればよい。

【0043】(1) 停止状態

バッテリの充電量が十分ある状態でのNやPレンジでの制御を行う。図4に停止状態の共線図を示す。エンジン13は停止しており、各モータ11, 12にはトルクを発生させない。

【0044】(2) モーターによる前進

バッテリの充電量が十分ある状態でのDレンジで、要求される駆動動力が小さい場合に、この制御を行う。この状態での共線図を図5に示す。この図において、第二のモータ12の出力するトルクT_{mg2}により発生する反力をトルクT_{mg1}により受けるように第一のモータ11を制御し、エンジン13の出力軸13aが逆方向に回転しないようにしている。このとき、第一のモータ11におけるトルクMG1はトルクの向きと回転方向とが逆であり発電状態となっている。この場合の各トルクの関係は以下の式で表される。

【0045】

から算出し、動力入出力装置10の動作制御手段40に入力される。その一方で、動力入出力装置10の動作制御手段40は、エンジン13を一定方向にのみ正回転させて逆回転を防止する規制手段としての機能を有している。

【0047】従って、このようにエンジン13が停止している情報をハイブリッド車の制御回路側から受けると共に駆動トルクToutの要求を受けると、算出部41が式(1),(2)に基づいてトルクTmg1, Tmg2を算出する。そして、各インバータ42, 43はそれぞれ第一及び第二のモータ11, 12をトルクTmg1, Tmg2となるよう制御する。

【0048】なお、エンジン13の逆回転を防止する規制手段として、当該エンジン13の出力軸13a又はこれと接続される第一の遊星歯車機構20のプラネタリー・キャリア22若しくは第二の遊星歯車機構30のサンギア31のいずれかを支持する一方方向クラッチを設けても良い。かかる一方方向クラッチは、エンジン13の正回転に対応する方向のみに回転可能な方向に向けて装備される。図6はかかる一方方向クラッチを設けた場合の共線図の例を示している。

【0049】この場合、第一のモータのトルクTmg1と、第二のモータのトルクTmg2により発生する反力を一方方向クラッチで受けている。この場合の駆動トルクToutは以下の式で表せる。

$$Tmg1 = -((1+A_2)/(1+(1/A_1)+A_2))Te \quad \dots(4)$$

$$Tmg2 = -((1/A_1)/(1+(1/A_1)+A_2))Te \quad \dots(5)$$

【0055】この場合、第一のモータ11は回生となるが、第二のモータ12はトルクと回転方向が同じため力行となり電力を消費する。しかし、第二のモータ12の消費電力より第一のモータ11の回生電力の方が多くなるように各遊星歯車機構20, 30の各々のギア比A₁, A₂を設定することにより、充電可能である。

$$Tmg1 = -((1+A_2)Te + A_2 \cdot Tout) / (1+(1/A_1)+A_2) \quad \dots(6)$$

$$Tmg2 = -((1/A_1)Te + (1+(1/A_1))Tout) / (1+(1/A_1)+A_2) \quad \dots(7)$$

【0058】この場合、バッテリ50への充放電が無い場合、第二のモータ12は回生となり、この回生電力を用いて第一のモータ11を力行させる。

【0059】(6) LOWギア比状態

エンジン13により走行し、第二のモータ12の回転速度が0の状態である。この時の共線図を図10に示す。この場合の各トルクの関係は上式(6), (7)で表せる。第二のモータ12の回転速度は0であるため電力は消費しない。従って、バッテリ50への充放電が無い場合は、第一のモータ11で発電を行う必要はないため、Tmg1は0となる。また、エンジン13の回転速度と駆動出力部14の回転速度の比(いわゆる変速比)は(1+A₂)/A₂となる。

【0060】(7) 中間ギア比状態

エンジン13により走行し、第一のモータ11及び第二のモータ12の回転速度が正の状態である。この時の共線図を図11に示す。この場合の各トルクの関係も上式(6), (7)となる。この場合、バッテリ50への充放電が無

【0050】

$$Tout = (1/A_1)Tmg1 - (1+A_2)Tmg2 \quad \dots(3)$$

【0051】従って要求される駆動トルクに対して(3)式を満足するようなトルクTmg1, Tmg2を算出すると共に各々がそのようなトルクとなるように第一のモータ11及び第二のモータ12を制御すればよい。

【0052】(3) モーターによる後進

この状態での共線図を図7に示す。図5に示す場合に対し、トルク及び回転方向が反転したのみであり、前式(1), (2)からTmg1及びTmg2を算出して各モータ11, 12を制御すればよい。

【0053】(4) エンジン運転時の車両停止

バッテリ50を充電する必要がある状態やエンジン13によりエアコン等の補機を駆動する必要がある状態であって、NやPレンジである場合にこの制御を行う。図8にその共線図を示す。この場合、駆動出力部14におけるトルクToutは0のため、各トルクの関係は次の様になる。

【0054】

【0056】(5) エンジン運転時の発進バッテリ50を充電する必要がある状態や、エンジン13によりエアコン等の補機を駆動する必要がある状態でのDレンジで発進する場合である。この時の共線図を図9に示す。この場合、各トルクの関係は次の様になる。

【0057】

い場合、第一のモータ11は回生となり、この回生電力を用いて第二のモータ1,2を力行させる。

【0061】(8) HIGHギア比状態

エンジン13により走行し、第一のモータ11の回転速度が0の状態である。この時の共線図を図12に示す。この場合の各トルクの関係も上式(6), (7)となる。第一のモータ11の回転速度は0であるため回生はしない。従ってバッテリ50への充放電が無い場合には、第二のモータ12での力行や回生は行わずTmg2は0となる。またエンジン13の回転速度と駆動出力部14の回転速度の比(変速比)は(1/A₁)/(1+(1/A₁))となる。

【0062】(9) エンジン運転時の車両後進

バッテリ50を充電する必要がある状態や、エンジン13によりエアコン等の補機を駆動する必要がある状態でのRレンジでこの制御を行う。この場合の共線図を図13に示す。この場合の各トルクの関係も上記(6), (7)式となる。

【0063】[第一の実施形態の効果] 上述のように、動力入出力装置10では、共線図において両端に位置する二つの回転角速度軸に対応する二つの回転要素に第一のモータ11と第二のモータ12とをそれぞれ接続している。このように両端となる二つの回転要素に各モータ11, 12を接続することから生ずる効果について、異なる組み合わせとなる二つの回転要素に各モータ11, 12を接続した場合と比較して詳説する。

【0064】図1のように結合された各遊星歯車機構20, 30の四つの回転要素に対するエンジン13, 駆動出力部14, 第一のモータ11, 第二のモータ12の接続パターンは以下の4通りの場合が考えられる(第一のモータ11と第二のモータ12とは特性が同じモータである限り入れ替ても実質上同じなので区別しないこととする)。

【0065】(1) 上述した動力入出力装置10の接続パターンの場合

図14(A)に上記接続パターンにおける共線図を示し、図14(B)にギヤ比の逆数と電力授受量との関係を表す線図を示す。これによると、第一のモータ11の回転速度=0のとき前進HIGHギア相当、第二のモータ12の回転速度=0のとき前進LOWギア相当となり、電力授受量=0のポイントが通常使用域(前進走行域であって、ギア比が通常車でいうところの無限大～HIGHギアの区間)で2ヶ所ある。

【0066】(2) 第二のモータ12と駆動出力部14とを入れ替えた場合

図15(A)に上記接続パターンにおける共線図を示し、図15(B)にギヤ比の逆数と電力授受量との関係を表す線図を示す。これによると、第一のモータ11の回転速度=0のときHIGHギア相当となるが、第二のモータ12の回転速度=0のときでは駆動出力部14が反対方向に回転し後退走行となる。従って電力の授受が0となるギア比は前進におけるHIGHギアのときと後退におけるLOWギアのときとなる。従って(1)と比較した場合、通常使用域では前進のLOW付近で電力の授受が増大しその分電力損失が高くなってしまう。

【0067】(3) 第一のモータ11とエンジン13とを入れ替えた場合

図16(A)に上記接続パターンにおける共線図を示し、図16(B)にギヤ比の逆数と電力授受量との関係を表す線図を示す。これによると、第二のモータ12の回転速度=0のときLOWギア相当となるが、第一のモータ11の回転速度=0のとき駆動出力部14が反対方向に回転し後退走行となる。従って電力の授受が0となるギア比は前進におけるLOWギアと後退におけるHIGHギアとなる。従って(1)と比較した場合、通常使用域では前進のHIGHギア付近で電力の授受が増大しその分電力損失が高くなってしまう。

【0068】(4) 第二のモータ12と駆動出力部14

及び第一のモータ11とエンジン13を入れ替えた場合

図17(A)に上記接続パターンにおける共線図を示し、図17(B)にギヤ比の逆数と電力授受量との関係を表す線図を示す。これによると、第二のモータ12の回転速度=0のとき後退のLOWギア相当となり、第一のモータ11の回転速度=0のとき後退のHIGHギア相当となる。従って電力の授受が0となるギア比は後退のLOWギアと後退のHIGHギアとなる。即ち、電力の授受が0となるポイントが全て後退側となる。

【0069】この場合、駆動出力部14の逆回転時に車両が前進するよう設定することにより後退側を通常使用域と使用することができる。従って、(1)と比較した場合電力の授受に関しては同等と見なすことができる。しかし、図17(A)の共線図からわかるように、第一のモータ11, 第二のモータ12がてこの支点に相当することになり、第一のモータ11及び第二のモータ12に必要なトルクはエンジン13のトルクと駆動出力部14のトルクの和となるので、大型のモータが必要となる。これを回避するためには、各モータ11, 12の出力を減速すれば、モータのトルクは小さくても足りるが、減速ギアが新たに必要となり、その結果、部品点数の増加、装置の大型化、機械損失の増加等の面から(1)と比較して不利となる。

【0070】以上のように、上記動力入出力装置10では、共線図上で両端に位置する二つの回転要素に各モータを接続することにより、部品点数の増加、装置の大型化、機械損失の増加等の不利益を被ることなく、ギア比の使用頻度の高い通常使用域での電力授受量を低減することができ、当該動力入出力装置10を装備することにより、ハイブリッド車の燃費向上を図ることが可能となる。

【0071】[その他] 図1に示す動力入出力装置10では、エンジン13の出力軸13aを、中空にした第一のモータ11の出力軸11aに貫通させることで当該第一のモータ11に隣接してエンジン13を配置しているが、図18に示すように、第二のモータ12の出力軸12aを中空としてその内部をエンジン13の出力軸13aを貫通させることで、第二のモータ12に隣接してエンジン13を配置しても良い。かかる図18の構成の場合も図1と同様に機能することとなる。

【0072】(第2の実施形態) 本発明の第2の実施形態たる動力入出力装置10Aを図19及び図20に基づいて説明する。図19は動力入出力装置10Aの概略構成図であり、図20は動力入出力装置10Aの二つの遊星歯車機構20及び30を合成した場合の共線図の各回転速度軸の間隔比を表す説明図である。この動力入出力装置10Aについて前述した動力入出力装置10と同一の構成については同符号を付して重複する説明を省略するものとする。

【0073】この動力入出力装置10Aでは、第一の遊星歯車機構20、第二の遊星歯車機構30の結合状態並びに各遊星歯車機構20、30に対する第一のモータ11、第二のモータ12、エンジン13の接続状態及び駆動出力部14の配置が動力入出力装置10と異なり、その他の構成については同様である。

【0074】即ち、第一の遊星歯車機構20のプラネタリーキャリア22をエンジン13の出力軸13aと接続し、第一の遊星歯車機構20のリングギア23と第二の遊星歯車機構30のプラネタリーキャリア32とを連結してなる回転要素に駆動出力部14を設け、第一の遊星

$$L_1 : L_2 : L_3 = 1/A_1 : 1 : A_2$$

【0077】ここで

L_1 ：共線図において左から一番目（第一のモータ）と二番目（エンジン）の回転速度軸の間隔

L_2 ：共線図において左から二番目（エンジン）と三番目（駆動出力部）の回転速度軸の間隔

L_3 ：共線図において左から三番目（駆動出力部）と四番目（第二のモータ）の回転速度軸の間隔

【0078】式(8)で表される比の関係は、前述した動力入出力装置10における図3による説明と大体同様にして求められるが、第一の遊星歯車機構20と第二の遊

$$S_1 \text{と} C_1 \text{との間隔} : C_1 \text{と} R_1 \text{との間隔} = 1 : A_1 = 1/A_1 : 1 \cdots (9)$$

$$S_2 \text{と} C_2 \text{との間隔} : C_2 \text{と} R_2 \text{との間隔} = 1 : A_2 \cdots (10)$$

【0080】この例の場合、 S_1 と S_2 、 R_1 と C_2 が結合されるので

$$L_1 : L_2 = 1/A_1 : 1 \cdots (11)$$

$$L_1 + L_2 : L_3 = 1 : A_2 \cdots (12)$$

【0081】上式(11)より

$$\begin{aligned} L_1 : L_2 : L_3 &= L_2 / A_1 : L_2 : L_2 \cdot A_2 \cdot (1 + (1/A_1)) \\ &= 1/A_1 : 1 : A_2 \cdot (1 + (1/A_1)) \end{aligned}$$

となり式(8)が導出される。

【0083】一方、前述した式(1)～(7)は L_1 、 L_2 、

$$T_{mg1} = - (L_3 / (L_1 + L_2 + L_3)) T_{out} \cdots (1)'$$

$$T_{mg2} = - ((L_1 + L_2) / (L_1 + L_2 + L_3)) T_{out} \cdots (2)'$$

$$T_{out} = (L_1 \cdot T_{mg1} - (L_2 + L_3) T_{mg2}) / L_2 \cdots (3)'$$

$$T_{mg1} = - ((L_2 + L_3) / (L_1 + L_2 + L_3)) T_e \cdots (4)'$$

$$T_{mg2} = - (L_1 / (L_1 + L_2 + L_3)) T_e \cdots (5)'$$

$$T_{mg1} = - ((L_2 + L_3) T_e + L_3 \cdot T_{out}) / (L_1 + L_2 + L_3) \cdots (6)'$$

$$T_{mg2} = - (L_1 \cdot T_e + (L_1 + L_2) T_{out}) / (L_1 + L_2 + L_3) \cdots (7)'$$

【0085】従って、式(8)を上式(1)'～(7)'に代入することで、動力入出力装置10Aは前述した動力入出力装置10の各動作時における各回転要素のトルク及び回転速度を算出することができ、同様の動作を行うことが可能である。従って、この動力入出力装置10Aは前述した動力入出力装置10と同様の効果を奏すこととなる。

【0086】(第3の実施形態) 本発明の第3の実施形態たる動力入出力装置10Bを図21及び図22に基づいて説明する。図21は動力入出力装置10Bの概略構

造車機構20のサンギア21と第二の遊星歯車機構30のサンギア31とを連結してなる回転要素を第一のモータ11の出力軸11aと接続し、第二の遊星歯車機構30のリングギア33を第二のモータ12の出力軸12aと接続している。

【0075】この場合の動力入出力装置10Aの共線図は図4～図13に示す共線図とは各回転速度軸間の間隔比(図4～図13では、 $L_1 : L_2 : L_3 = 1/A_1 : 1 : A_2$ となっている)が異なり、以下の式で表される比となる。

【0076】

$$(1 + (1/A_1)) \cdots (8)$$

星歯車機構30との間で連結される回転要素の組み合わせが異なるのでこれによる若干の差異を生じる。順を追って説明図すると、まず、第一の遊星歯車機構20及び第二の遊星歯車機構30の共線図上の各回転速度軸間の間隔比は次式(9)、(10)で表される(S_1 ：サンギア21、 S_2 ：サンギア31、 C_1 ：プラネタリーキャリア22、 C_2 ：プラネタリーキャリア32、 R_1 ：リングギア23、 R_2 ：リングギア33とする。以下同じ。)。

【0079】

$$L_1 = L_2 / A_1 \cdots (13)$$

上式(12)、(13)より

$$L_3 = (L_1 + L_2) A_2$$

$$= L_2 (1 + (1/A_1)) A_2 \cdots (14)$$

【0082】従って

L_3 により、次式(1)'～(7)'で表すことができる。
【0084】

成図であり、図22は動力入出力装置10Bの二つの遊星歯車機構20及び30を合成した場合の共線図の各回転速度軸の間隔比を表す説明図である。この動力入出力装置10Bについて前述した動力入出力装置10と同一の構成については同符号を付して重複する説明を省略するものとする。

【0087】この動力入出力装置10Bでは、第一の遊星歯車機構20、第二の遊星歯車機構30の結合状態並びに各遊星歯車機構20、30に対する第一のモータ11、第二のモータ12、エンジン13の接続状態及び駆

動出力部14の配置が動力入出力装置10と異なり、その他の構成については同様である。

【0088】即ち、第一の遊星歯車機構20のプラネットリーキャリア22と第二の遊星歯車機構30のプラネットリーキャリア32とを連結してなる回転要素をエンジン13の出力軸13aと接続し、第一の遊星歯車機構20のリングギア23に駆動出力部14を設け、第一の遊星歯車機構20のサンギア21と第二の遊星歯車機構30

$$L_1 : L_2 : L_3 = 1/A_1 : 1 : (A_2/A_1) - 1 \dots (15)$$

【0091】式(15)で表される比の関係は以下のようにして導かれる。この例の場合、S1とS2、C1とC2が結合されるので、前述した式(9)、(10)を参照すると、

$$L_1 : L_2 = 1/A_1 : 1 \dots (16)$$

$$L_1 : L_2 + L_3 = 1 : A_2 \dots (17)$$

【0092】式(16)より

$$\begin{aligned} L_1 : L_2 : L_3 &= L_2/A_1 : L_2 : (A_2/A_1 - 1) L_2 \\ &= 1/A_1 : 1 : A_2/A_1 - 1 \end{aligned}$$

となり式(15)が導出される。

【0094】従って、式(15)を前述の式(1)'～(7)'に代入することで、動力入出力装置10Bは前述した動力入出力装置10の各動作時における各回転要素のトルク及び回転速度を算出することができ、同様の動作を行うことが可能である。従って、この動力入出力装置10Bは前述した動力入出力装置10と同様の効果を奏すこととなる。

【0095】(第4の実施形態) 本発明の第4の実施形態たる動力入出力装置10Cを図23及び図24に基づいて説明する。図23は動力入出力装置10Cの概略構成図であり、図24は動力入出力装置10Cの二つの遊星歯車機構20及び30を合成した場合の共線図の各回転速度軸の間隔比を表す説明図である。この動力入出力装置10Cについて前述した動力入出力装置10と同一の構成については同符号を付して重複する説明を省略するものとする。

【0096】この動力入出力装置10Cでは、第一の遊星歯車機構20、第二の遊星歯車機構30の結合状態並

$$L_1 : L_2 : L_3 = (1+A_2)/A_1 : 1 : A_2 \dots (20)$$

【0100】式(20)で表される比の関係は以下のようにして導かれる。この例の場合、C1とS2、R1とR2が結合されるので、前述した式(9)、(10)を参照すると、

$$L_1 : L_2 + L_3 = 1/A_1 : 1 \dots (21)$$

$$L_2 : L_3 = 1 : A_2 \dots (22)$$

【0101】式(22)より

$$\begin{aligned} L_1 : L_2 : L_3 &= ((1+A_2)/A_1) L_2 : L_2 : L_2 \cdot A_2 \\ &= (1+A_2)/A_1 : 1 : A_2 \end{aligned}$$

となり式(20)が導出される。

【0103】従って、式(20)を前述の式(1)'～(7)'に代入することで、動力入出力装置10Cは前述した動力入出力装置10の各動作時における各回転要素のトルク及び回転速度を算出することができ、同様の動作を行う

のサンギア31とを連結してなる回転要素を第一のモータ11の出力軸11aと接続し、第二の遊星歯車機構30のリングギア33を第二のモータ12の出力軸12aと接続している。

【0089】この場合の動力入出力装置10Bの共線図は各回転速度軸間の間隔比が以下の式で表される比となる。

【0090】

$$L_1 = L_2 / A_1 \dots (18)$$

式(17)及び式(18)より

$$L_3 = L_1 \cdot A_2 - L_2$$

$$= (A_2/A_1 - 1) L_2 \dots (19)$$

【0093】従って

$$L_1 : L_2 : L_3 = L_2 / A_1 : L_2 : (A_2/A_1 - 1) L_2$$

$$= 1/A_1 : 1 : A_2/A_1 - 1$$

びに各遊星歯車機構20、30に対する第一のモータ11、第二のモータ12、エンジン13の接続状態及び駆動出力部14の配置が動力入出力装置10と異なり、その他の構成については同様である。

【0097】即ち、第一の遊星歯車機構20のプラネットリーキャリア22と第二の遊星歯車機構30のサンギア31とを連結してなる回転要素をエンジン13の出力軸13aと接続し、第二の遊星歯車機構30のプラネットリーキャリア32に駆動出力部14を設け、第一の遊星歯車機構20のサンギア21を第一のモータ11の出力軸11aと接続し、第一の遊星歯車機構20のリングギア23と第二の遊星歯車機構30のリングギア33とを連結してなる回転要素を第二のモータ12の出力軸12aと接続している。

【0098】この場合の動力入出力装置10Cの共線図は各回転速度軸間の間隔比が以下の式で表される比となる。

【0099】

$$L_3 = L_2 \cdot A_2 \dots (23)$$

式(21)及び式(23)より

$$L_1 = (L_2 + L_3) / A_1 = ((1+A_2)/A_1) L_2 \dots (24)$$

【0102】従って

ことが可能である。従って、この動力入出力装置10Cは前述した動力入出力装置10と同様の効果を奏すこととなる。

【0104】(第5の実施形態) 本発明の第5の実施形態たる動力入出力装置10Dを図25及び図26に基づ

いて説明する。図25は動力入出力装置10Dの概略構成図であり、図26は動力入出力装置10Dの二つの遊星歯車機構20及び30を合成した場合の共線図の各回転速度軸の間隔比を表す説明図である。この動力入出力装置10Dについて前述した動力入出力装置10と同一の構成については同符号を付して重複する説明を省略するものとする。

【0105】この動力入出力装置10Dでは、第一の遊星歯車機構20、第二の遊星歯車機構30の結合状態並びに各遊星歯車機構20、30に対する第一のモータ11、第二のモータ12、エンジン13の接続状態及び駆動出力部14の配置が動力入出力装置10と異なり、その他の構成については同様である。

【0106】即ち、第一の遊星歯車機構20のプラネット

$$L_1 : L_2 : L_3 = (1 + A_2) / (A_1 - A_2) : 1 : A_2 (1 + A_1) / (A_1 - A_2) \cdots (25)$$

【0109】式(25)で表される比の関係は以下のようにして導かれる。この例の場合、C1とS2、R1とR2が結合されるので、前述した式(9)、(10)を参照すると、

$$L_1 : L_2 + L_3 = 1/A_1 : 1 \cdots (26)$$

$$L_1 + L_2 : L_3 = 1 : A_2 \cdots (27)$$

【0110】式(26)より

$$L_1 = (L_2 + L_3) / A_1 \cdots (28)$$

$$\begin{aligned} L_1 : L_2 : L_3 &= L_2 (1 + A_2) / (A_1 - A_2) : L_2 \\ &\quad : L_2 \cdot A_2 (1 + A_1) / (A_1 - A_2) \\ &= (1 + A_2) / (A_1 - A_2) : 1 \\ &\quad : A_2 (1 + A_1) / (A_1 - A_2) \end{aligned}$$

となり式(25)が導出される。

【0112】従って、式(25)を前述の式(1)'～(7)'に代入することで、動力入出力装置10Dは前述した動力入出力装置10の各動作時における各回転要素のトルク及び回転速度を算出することができ、同様の動作を行うことが可能である。従って、この動力入出力装置10Dは前述した動力入出力装置10と同様の効果を奏すこととなる。

【0113】(第6の実施形態)本発明の第6の実施形態たる動力入出力装置10Eを図27及び図28に基づいて説明する。図27は動力入出力装置10Eの概略構成図であり、図28は動力入出力装置10Eの二つの遊星歯車機構20及び30を合成した場合の共線図の各回転速度軸の間隔比を表す説明図である。この動力入出力装置10Eについて前述した動力入出力装置10と同一の構成については同符号を付して重複する説明を省略するものとする。

【0114】この動力入出力装置10Eでは、第一の遊星歯車機構20、第二の遊星歯車機構30の結合状態並

$$L_1 : L_2 : L_3 = (A_1 - A_2) / A_2 : 1 : A_1 \cdots (32)$$

【0118】式(32)で表される比の関係は以下のようにして導かれる。この例の場合、C1とC2、R1とR2が結合されるので、前述した式(9)、(10)を参照すると、

リーキアリア22をエンジン13の出力軸13aと接続し、第二の遊星歯車機構30のプラネットリーキアリア32に駆動出力部14を設け、第一の遊星歯車機構20のサンギア21と第二の遊星歯車機構30のサンギア31とを連結してなる回転要素を第一のモータ11の出力軸11aと接続し、第一の遊星歯車機構20のリングギア23と第二の遊星歯車機構30のリングギア33とを連結してなる回転要素を第二のモータ12の出力軸12aと接続している。

【0107】この場合の動力入出力装置10Dの共線図は各回転速度軸間の間隔比が以下の式で表される比となる。

【0108】

式(27)より

$$L_3 = (L_1 + L_2) \cdot A_2 \cdots (29)$$

式(28)及び式(29)より

$$L_1 = L_2 (1 + A_2) / (A_1 - A_2) \cdots (30)$$

$$L_3 = L_2 \cdot A_2 (1 + A_1) / (A_1 - A_2) \cdots (31)$$

【0111】従って

びに各遊星歯車機構20、30に対する第一のモータ11、第二のモータ12、エンジン13の接続状態及び駆動出力部14の配置が動力入出力装置10と異なり、その他の構成については同様である。

【0115】即ち、第一の遊星歯車機構20のサンギア21をエンジン13の出力軸13aと接続し、第一の遊星歯車機構20のプラネットリーキアリア22と第二の遊星歯車機構30のプラネットリーキアリア32とを連結してなる回転要素に駆動出力部14を設け、第二の遊星歯車機構30のサンギア31を第一のモータ11の出力軸11aと接続し、第一の遊星歯車機構20のリングギア23と第二の遊星歯車機構30のリングギア33とを連結してなる回転要素を第二のモータ12の出力軸12aと接続している。

【0116】この場合の動力入出力装置10Eの共線図は各回転速度軸間の間隔比が以下の式で表される比となる。

【0117】

$$L_2 : L_3 = 1/A_1 : 1 \cdots (33)$$

$$L_1 + L_2 : L_3 = 1 : A_2 \cdots (34)$$

【0119】式(33)より

$$L_3 = L_2 \cdot A_1 \quad \cdots (35)$$

式(34)より

$$L_3 = (L_1 + L_2) \cdot A_2 \quad \cdots (36)$$

$$\begin{aligned} L_1 : L_2 : L_3 &= L_2 (A_1 - A_2) / A_2 : L_2 : L_2 \cdot A_1 \\ &= (A_1 - A_2) / A_2 : 1 : A_1 \end{aligned}$$

となり式(32)が導出される。

【0121】従って、式(32)を前述の式(1)' ~ (7)' に代入することで、動力入出力装置10Eは前述した動力入出力装置10の各動作時における各回転要素のトルク及び回転速度を算出することができ、同様の動作を行うことが可能である。従って、この動力入出力装置10Eは前述した動力入出力装置10と同様の効果を奏すこととなる。

【0122】なお、各遊星歯車機構20, 30間での各回転要素の連結及び各回転要素に対するエンジン13, 第一のモータ11, 第二のモータ12の接続並びに駆動出力部の配置のパターンは前述の各実施形態だけに限定するものではなく、共線図で表したときに両端に位置する二つの回転速度軸に対応する回転要素に各モータを接続した他の接続方法でも良い。

【0123】

【発明の効果】本発明は、第一の遊星歯車機構と第二の遊星歯車機構との間ににおける各回転要素の連結は変速歯車や伝達歯車を介在させることなく行われており、また、各回転要素と第一のモータ、第二のモータ、駆動源との接続も同様としているため、駆動源、第一のモータ、第二のモータ、第一の遊星歯車機構及び第二の遊星歯車機構を同一軸上に並べて配設することができ、装置の小型化が図られている。従って、本発明を車両等に搭載した場合であっても配設スペースが小さく済み、車両全体の小型化を図ることも可能である。また、歯車による機械的損失の排除、部品点数の増加、歯車分の装置の大型化を防止することができる。

【0124】また、共線図に表される四本の回転速度軸の内の両端に位置する各回転速度軸に対応する回転要素に第一のモータと第二のモータとを接続する構成として場合には、一方のモータの回転速度を0近傍にした場合のギア比（エンジン回転速度と駆動出力部の回転速度の比）であるLOWギア比を1以上、また、他方のモータの回転速度を0近傍とした場合のギア比であるHIGHギア比を0以上1以下とすることができ、かかる使用頻度の多い領域で第一のモータと第二のモータとの間での電力の授受を少なくすることができ、燃費を向上することができる。

【0125】また、駆動源の出力軸の逆方向の回転を規制する規制手段を設けることにより、駆動源の逆回転によって発生するさまざまな不具合（例えば駆動源をエンジンとした場合における当該エンジンの潤滑不良等）を防止することができる。

【0126】さらに、規制手段として一方向クラッチを

式(35)及び式(36)より

$$L_1 = L_2 (A_1 - A_2) / A_2 \quad \cdots (37)$$

【0120】従って

用いることにより、モーターによる前進時に一方のモータの反力を一方向クラッチにより受けることができるため駆動出力部のトルクを大きくすることが可能となる。さらに、他方のモータのトルクも駆動出力部に出力することができる。

【0127】本発明は、以上のように構成され機能するので、これにより従来にない優れた動力入出力装置を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1の実施形態である動力入出力装置をハイブリッド車に適用する場合の概略構成図である。

【図2】ハイブリッド車の各動作モードにおけるエンジン、車両の挙動及び運転のレンジの関係を示す図表である。

【図3】第一の遊星歯車機構と第二の遊星歯車機構の各共線図を合成する手法を説明するための説明図である。

【図4】ハイブリッド車の動作モードが停止状態のときの動力入出力装置の共線図を示す。

【図5】ハイブリッド車の動作モードがモータによる前進状態のときの動力入出力装置の共線図を示す。

【図6】ハイブリッド車の動作モードがモータによる前進状態であって一方向クラッチを備えている場合の動力入出力装置の共線図を示す。

【図7】ハイブリッド車の動作モードがモータによる後進状態のときの動力入出力装置の共線図を示す。

【図8】ハイブリッド車の動作モードがエンジン運転時の車両停止状態のときの動力入出力装置の共線図を示す。

【図9】ハイブリッド車の動作モードがエンジン運転時の発進状態のときの動力入出力装置の共線図を示す。

【図10】ハイブリッド車の動作モードがLOWギア比状態のときの動力入出力装置の共線図を示す。

【図11】ハイブリッド車の動作モードが中間ギア比状態のときの動力入出力装置の共線図を示す。

【図12】ハイブリッド車の動作モードがHIGHギア比状態のときの動力入出力装置の共線図を示す。

【図13】ハイブリッド車の動作モードがエンジン運転時の車両後退状態のときの動力入出力装置の共線図を示す。

【図14】図14(A)に図1の接続パターンにおける共線図を示し、図14(B)にそのときのギヤ比の逆数と電力授受量との関係を表す線図を示す。

【図15】図15(A)に比較する他の接続パターンにおける共線図を示し、図15(B)にそのときのギヤ比の逆数と電力授受量との関係を表す線図を示す。

【図16】図16（A）に比較するさらに他の接続パターンにおける共線図を示し、図16（B）にそのときのギヤ比の逆数と電力授受量との関係を表す線図を示す。

【図17】図17（A）に比較するまた別の接続パターンにおける共線図を示し、図17（B）にそのときのギヤ比の逆数と電力授受量との関係を表す線図を示す。

【図18】図1の動力入出力装置のエンジンの配置を変えた例を示す概略構成図である。

【図19】第2の実施形態の概略構成図である。

【図20】第2の実施形態の二つの遊星歯車機構を合成した場合の共線図の各回転速度軸の間隔比を表す説明図である。

【図21】第3の実施形態の概略構成図である。

【図22】第3の実施形態の二つの遊星歯車機構を合成した場合の共線図の各回転速度軸の間隔比を表す説明図である。

【図23】第4の実施形態の概略構成図である。

【図24】第4の実施形態の二つの遊星歯車機構を合成した場合の共線図の各回転速度軸の間隔比を表す説明図である。

【図25】第5の実施形態の概略構成図である。

【図26】第5の実施形態の二つの遊星歯車機構を合成した場合の共線図の各回転速度軸の間隔比を表す説明図である。

【図27】第6の実施形態の概略構成図である。

【図28】第6の実施形態の二つの遊星歯車機構を合成した場合の共線図の各回転速度軸の間隔比を表す説明図である。

【符号の説明】

10, 10A, 10B, 10C, 10D, 10E 動力入出力装置

11 第一のモータ

11a 出力軸

12 第二のモータ

12a 出力軸

13 エンジン（駆動源）

13a 出力軸

14 駆動出力部

20 第一の遊星歯車機構

30 第二の遊星歯車機構

21, 31 サンギア（回転要素）

22, 32 プラネットリーキャリア（回転要素）

23, 33 リングギア（回転要素）

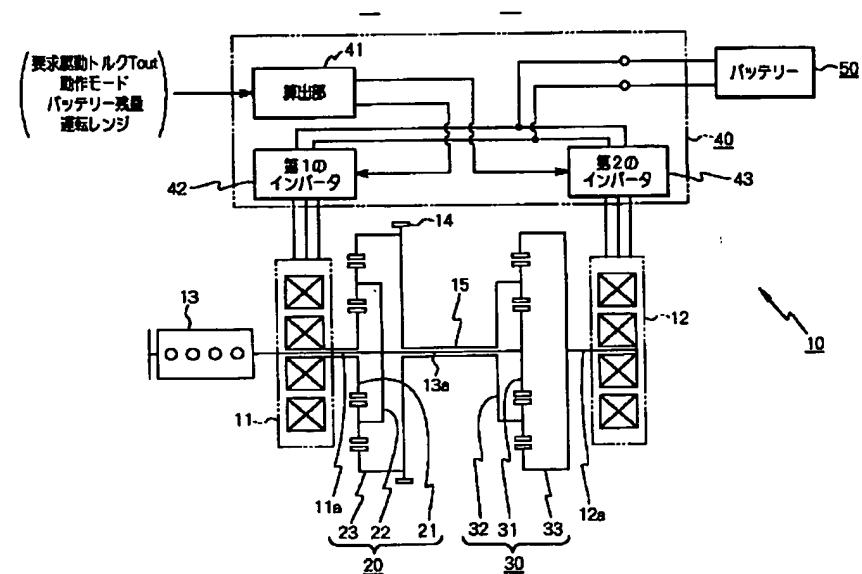
40 動作制御手段

41 算出部

42 第一のインバータ（モータ制御部）

43 第二のインバータ（モータ制御部）

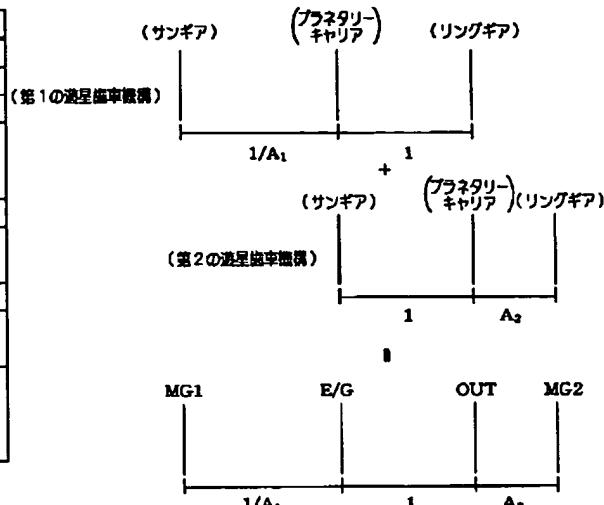
【図1】



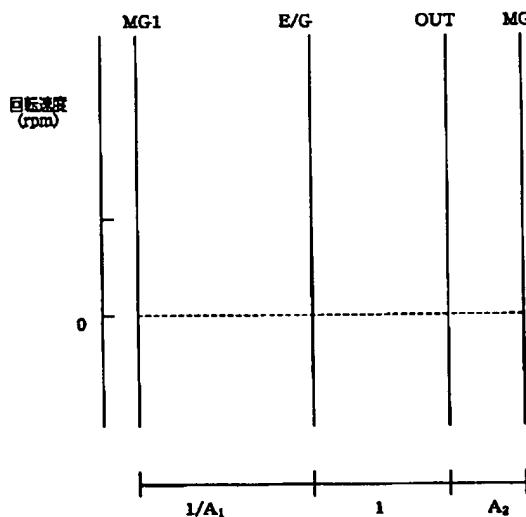
【図2】

動作状態	エンジン	車両	備考
停止状態	停止	停止	P, Nレンジ
モータによる前進	停止	前進	Dレンジの前進
モータによる後進	停止	後進	Rレンジの後進
エンジン運転時の車両停止	運転	停止	補機駆動又はバッテリ充電時のP, Nレンジ
エンジン運転時の前进	運転	前進 (Low)	Dレンジの前進
LOWギア比状態	運転	前進 (Low)	Dレンジの前進 (Lowギアに相当)
中間ギア比状態	運転	前進	Dレンジの前進
HIGHギア比状態	運転	前進 (High)	Dレンジの前進 (Highギアに相当)
エンジン運転時の車両後進	運転	後進	補機駆動又はバッテリ充電時のRレンジ後進

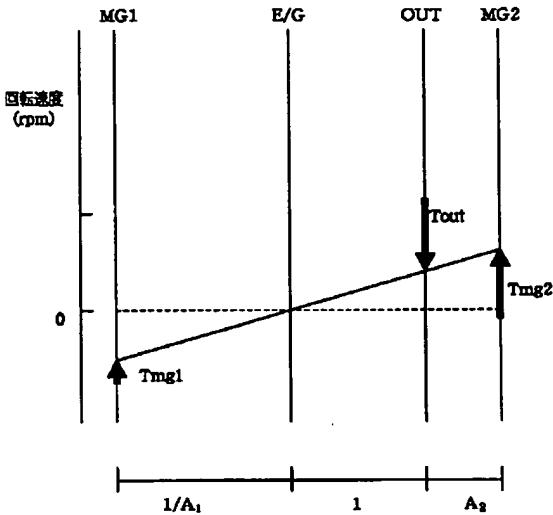
【図3】



【図4】

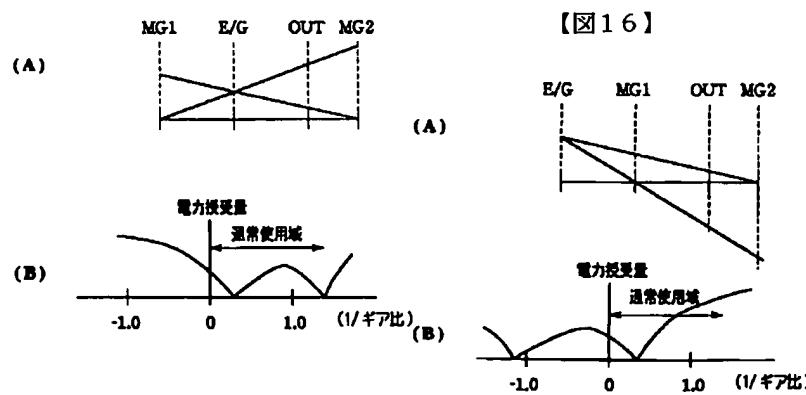


【図5】

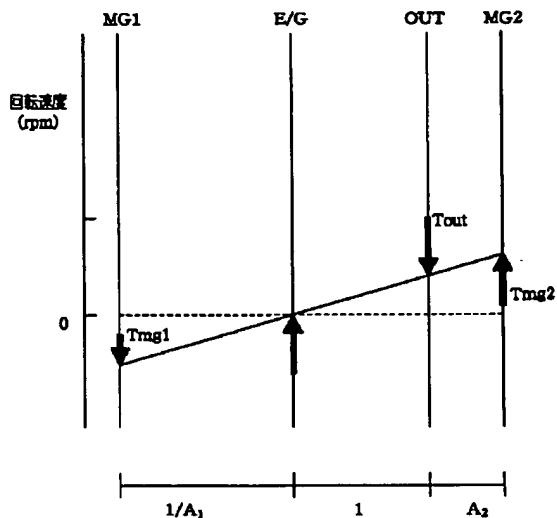


【図14】

【図16】

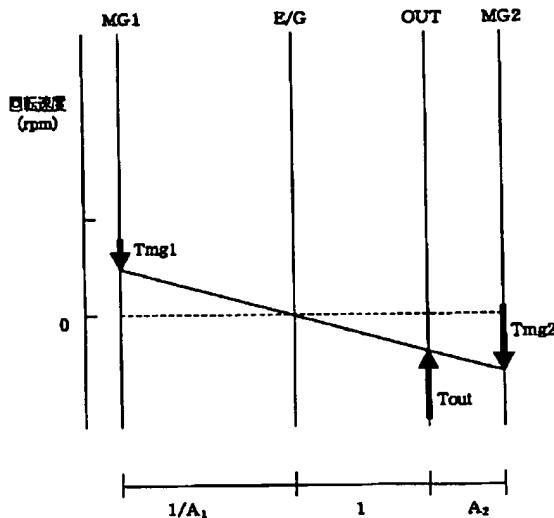


【図6】



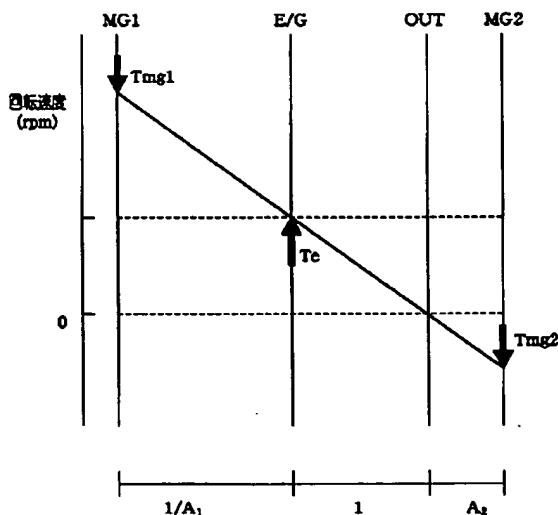
(モータによる前進状態の共線図 (ワンウェイクラッチ有り))

【図7】



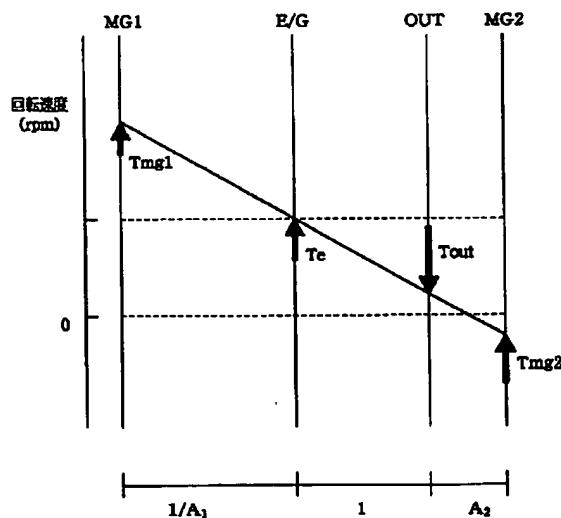
(モータによる後退状態の共線図)

【図8】



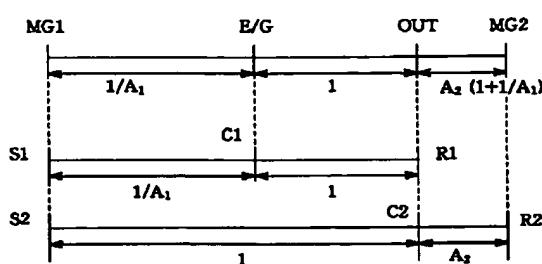
(エンジン運転時の車両停止状態の共線図)

【図9】

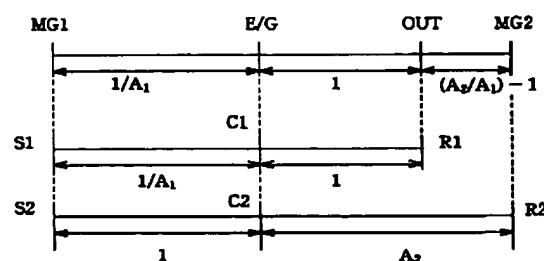


(エンジン運転時の前进状態の共線図)

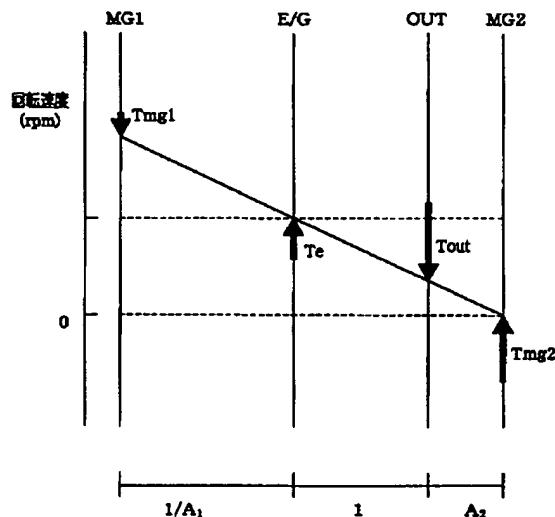
【図20】



【図22】

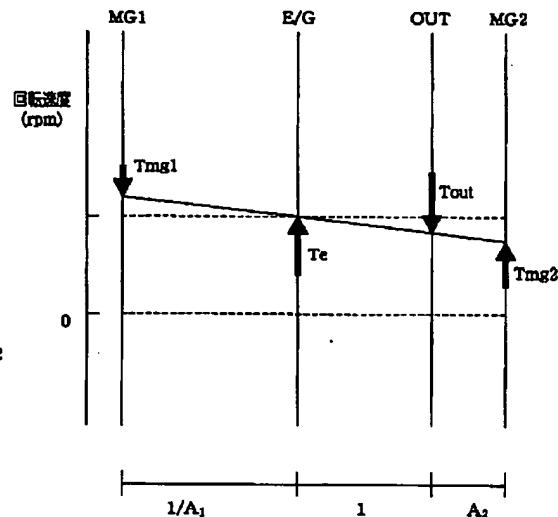


【図10】



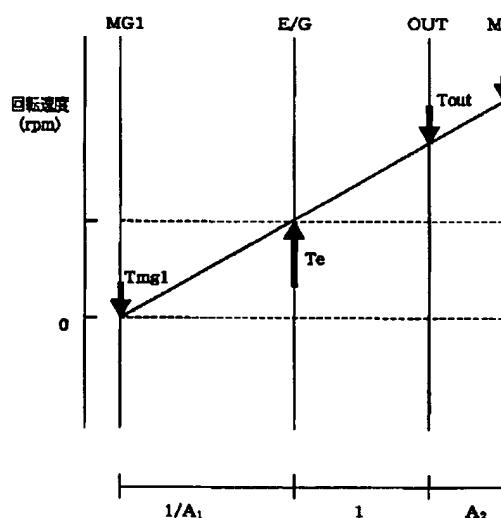
(LOWギア比状態の共摺図)

【図11】



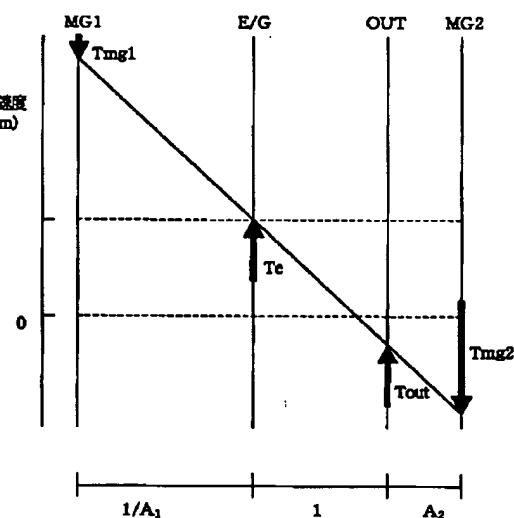
(中間ギア比状態の共摺図)

【図12】



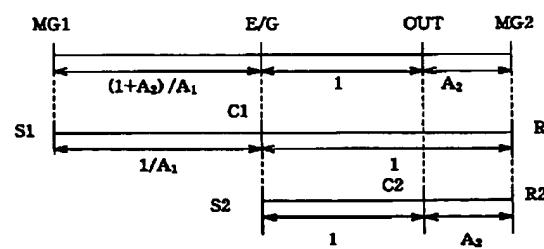
(HIGHギア比状態の共摺図)

【図13】

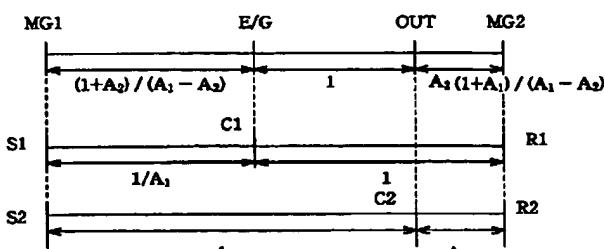


(エンジン運転時の車両後退状態の共摺図)

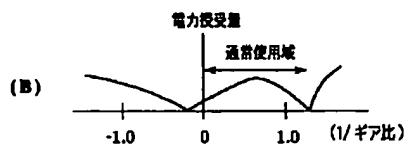
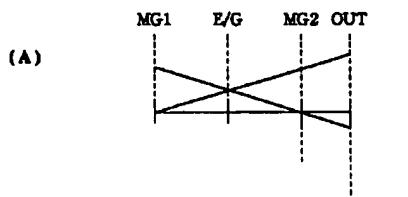
【図24】



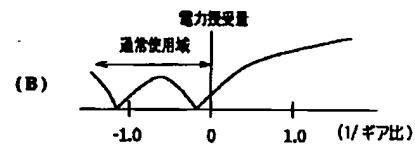
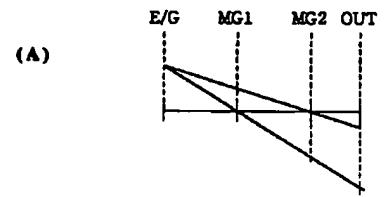
【図26】



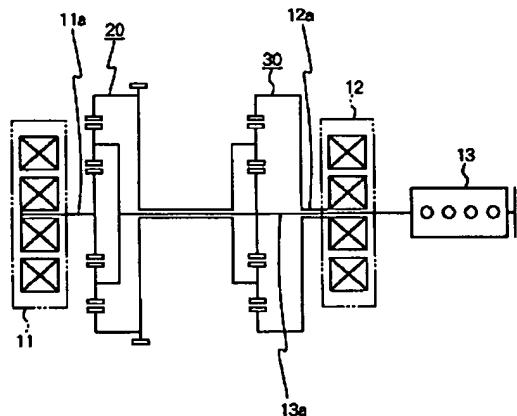
【図15】



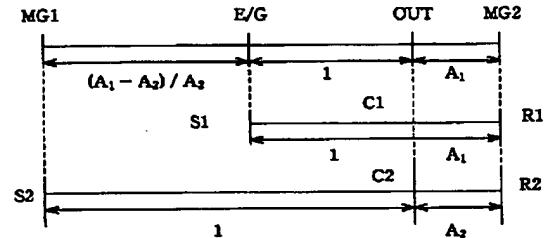
【図17】



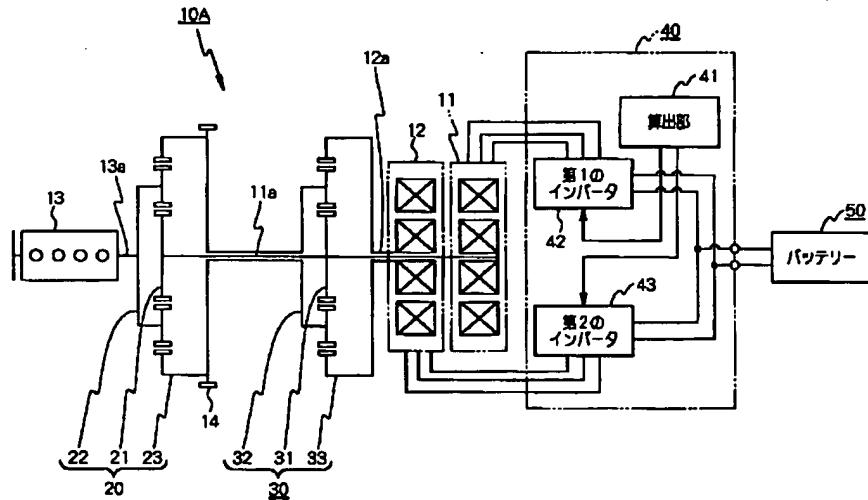
【図18】



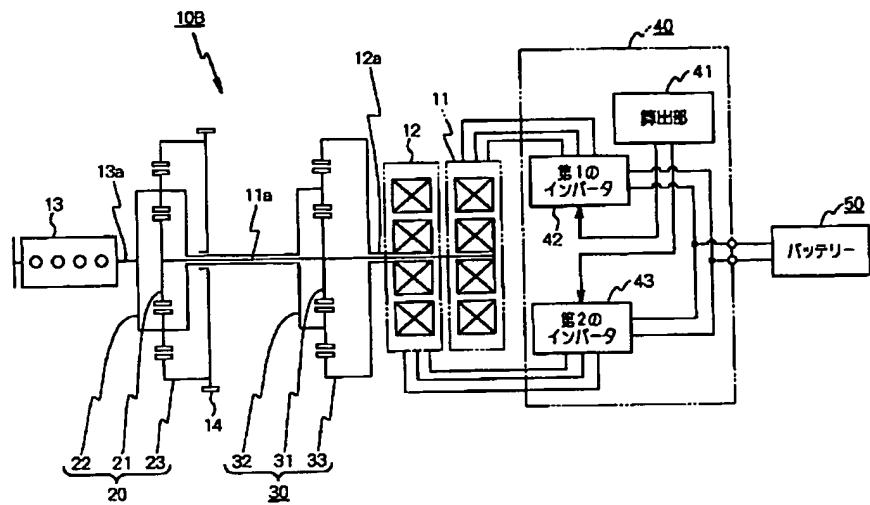
【図28】



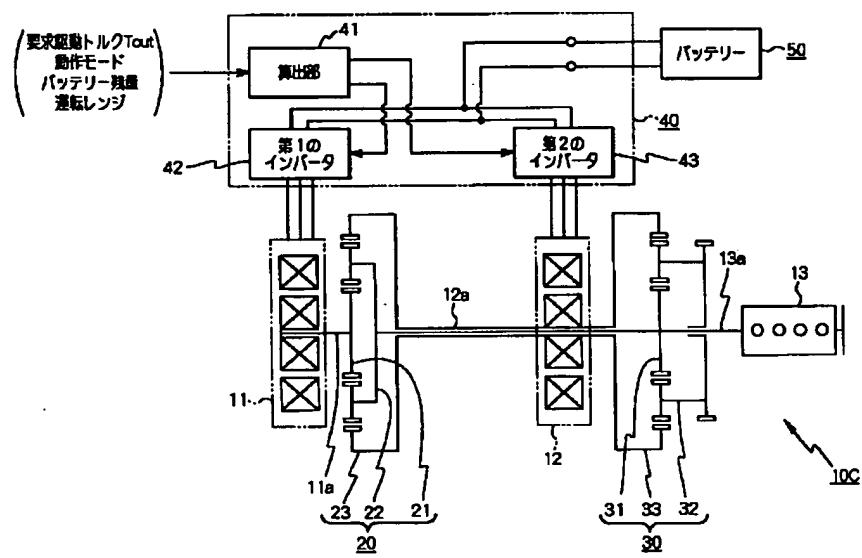
【図19】



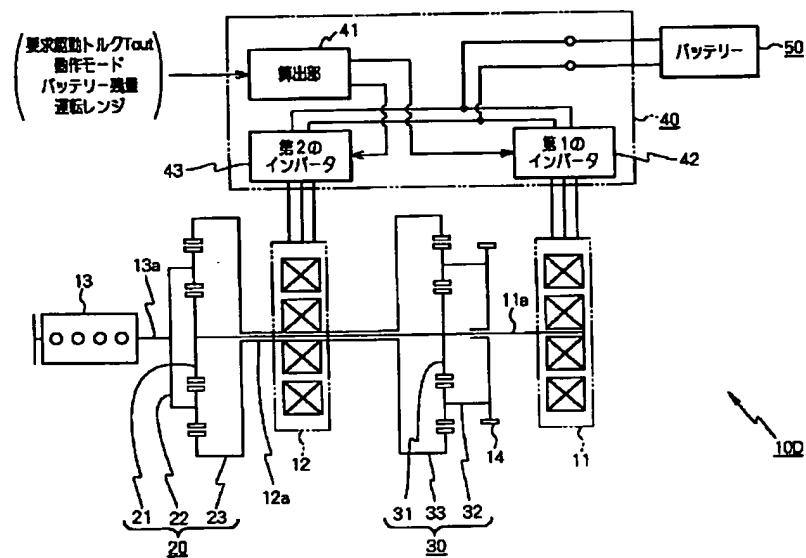
【図21】



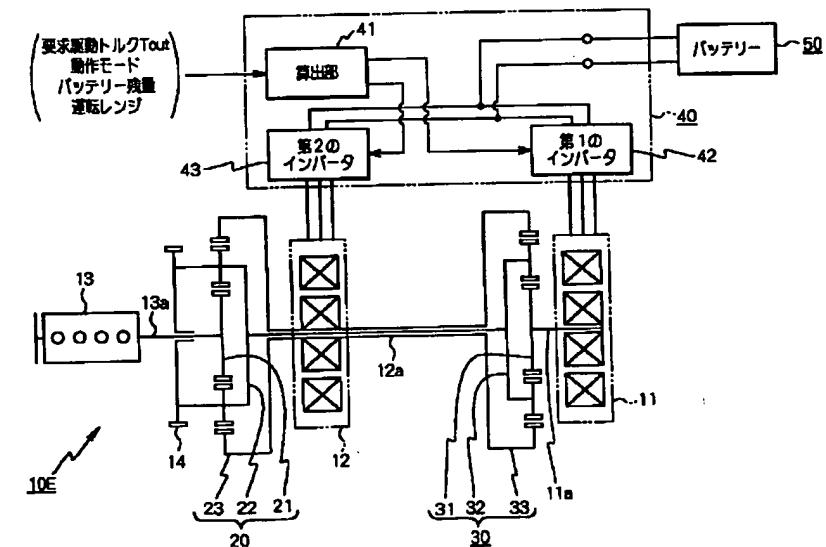
【図23】



【図25】



【図27】



【手続補正書】

【提出日】平成13年3月22日(2001.3.2

2)

【手続補正1】

【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図1

【補正方法】変更

【補正内容】

【図1】

